№ 2 Warszawa, 25 lutego 1938 r. Rok XVI

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE

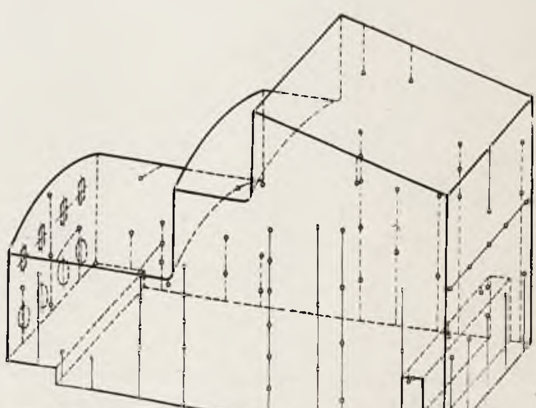
REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 6. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

RUDOLF OREL, inż.

UKŁAD TEMPERATUR I RUCH CIEPŁA W KOMORZE PALENISKOWEJ KOTŁA SEKCYJNEGO OPALANEGO GAZEM ZIEMNYM.

Przebiegi termiczne zachodzące w komorach paleniskowych kotłów, opalanych gazem lub pyłem węglowym, są tak zawiłe i zależne od tylu czynników, że obliczenie ich z góry jest praktycznie niemożliwe. Pomijając mało znaną dynamikę samego spalania, odnosi się to w szczególności do układu temperatur w komorze i do jego zależności od obciążenia kotła. Obliczyć się dają w przybliżeniu wartości końcowe lub średnie tych przebiegów, jak temperatura spalin u wylotu z komory, nazwana błędnie w literaturze „średnią temperaturą przestrzeni ogniowej"[1]). Ponieważ płomień wzgl. produkty spalania dochodzą w pewnym punkcie do maximum temperatury, oziębiając się następnie stale aż do wylotu z komory, rzeczywista „średnia temperatura przestrzeni ogniowej" jest zawsze wyższa od wartości podawanej w literaturze. Wartość ta charakteryzuje ilość ciepła, oddanego w komorze. Rzeczywiste maksymalne, średnie i minimalne temperatury komory nie są dostępne dla obliczenia; ich wielkość zależy od umieszczenia i wielkości powierzchni chłodzących, od kształtu komory, rodzaju paleniska i paliwa oraz od warunków spalania. Również ich ujęcie pomiarowe jest trudne i wymaga dużego nakładu pracy oraz skomplikowanej aparatury.

Bezpośrednie znaczenie techniczne mają temperatury wewnętrznych ścian komory. Zależność tych temperatur od temperatur płomienia wzgl. produktów spalenia jest oczywista. Przy komorach całkowicie chłodzonych problem temperatur jest stosunkowo prosty, gdyż chodzi tu jedynie o odprowadzenie wypromieniowanych przez płomień wzgl. gazy spalinowe ilości ciepła. Temperatura ścian chłodzonych nie różni się przy tym zbytnio od temperatury przepływającego przez nie medium chłodzącego (z wyjątkiem ścian Bailey'a). O ile jednak część ścian komory wyłożona jest materiałem ogniotrwałym, ściany te ogrzewają się i promieniują. Temperatury ścian są wówczas na ogół niższe od temperatur przyporządkowanych im miejscowo odcinków płomienia, przy czym różnice te maleją z malejącą temperaturą płomienia. Największy wpływ na różnicę między temperaturami ścian a temperaturami płomienia wywiera odpromieniowanie ciepła; i tak np. z powodu nieznacznego tylko odpromieniowania ciepła od zimnej powierzchni ogrzewalnej, temperatura sklepienia lub dłuższej komory wstępnej mało różnić się będzie od temperatury przyporządkowanych im części płomienia, podczas gdy w bezpośrednio do powierzchni ogrze-

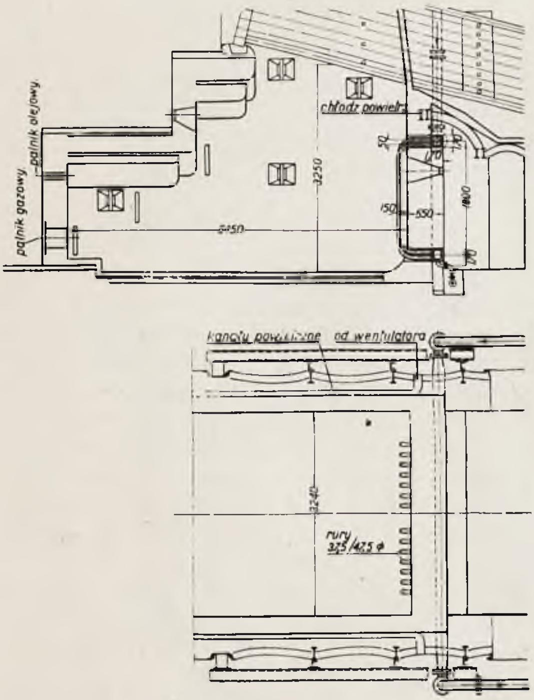


Rys. 1

[1]) Münzinger: Dampfkraft, str. 109. Nuber: Wärmetechn. Berechnung der Feuerungs-u. Dampfkesselanlagen 6 Aufl. Str. 34.

walnej promieniujących częściach komory powstać mogą znaczne różnice między temperaturą ściany a temperaturą płomienia. Wpływ na temperaturę ścian ma również rodzaj i grubość płomienia, zależny od przebiegu spalania skład spalin oraz rodzaj ścian komory.

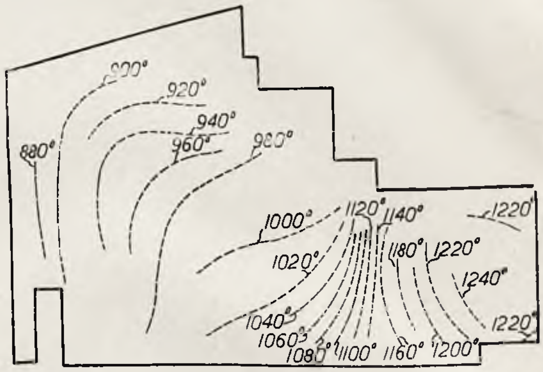
W tym miejscu należy zaznaczyć, że dla palenisk rusztowych warunki promieniowania są zasadniczo inne aniżeli dla palenisk gazowych lub pyłowych; z tego powodu też przebieg temperatur ścian w komorach rusztowych odbiegać będzie od przedstawionego poniżej przebiegu dla komory opalanej gazem.



Rys. 2

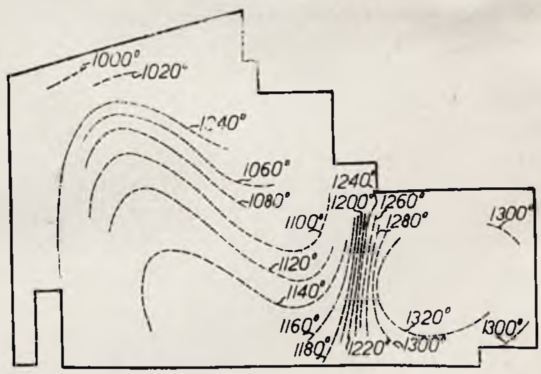
Pomiar temperatur powierzchni ścian przeprowadzony być może za pomocą odpowiednio wbudowanych termoelementów lub — przez wzierniki — za pomocą przyrządów optycznych. Ostatnia metoda rzadko kiedy może być zastosowaną w paleniskach pyłowych lub olejowych, a to ze względu na płomień nieprzepuszczalny dla promieni świetlnych. Przy paleniskach gazowych natomiast układają się warunki korzystniej, albowiem odbarwiony zazwyczaj płomień praktycznie nie absorbuje promieni świetlnych.

Na podstawie przedstawionych powyżej rozważań przeprowadzono szereg systematycznie ułożonych pomiarów temperatur, których wyniki rozpatrzone są poniżej. Pomiary te, dokonane przy kotle sekcyjnym, opalanym gazem ziemnym, obejmowały około 1000 pomiarów pojedyńczych na 80 punktach pomiarowych. Rys. 1 przedstawia układ punktów pomiarowych na ścianach komory. Badano w stanie równowagi cieplnej 4 poziomy obciążenia kotła. Dla wyjaśnienia niektórych wyników pomiarów służyły również doświadczenia, zebrane w ciągu kilkuletniej obserwacji ruchu. Należy jednak podkreślić, że wynikające z pomiarów konkluzje nie mogą być bezpośrednio uogólnione.



Rys. 3

Badana komora spalinowa, rys. 2 posiada ściany boczne chłodzone powietrzem; na ścianie tylnej znajduje się przegrzewacz opromieniowany, składający się z 12 rur o średnicy zewn. 47,5 *mm* i o długości 1800 *mm*. Podczas pomiarów przegrzewacz ten był częściowo zakryty niechłodzoną ścianką poprzeczną, (rys. 1). Komora u góry ograniczona jest dwoma sklepieniami i rurami wodnymi kotła. Dno

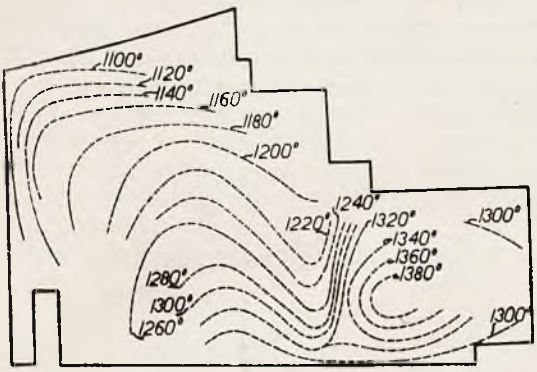


Rys 4

komory i ściana przednia (palnikowa) nie są chłodzone. Sklepienia, znajdujące się w przedniej części komory otrzymują słabe, lecz dostateczne chłodzenie powietrzem; komora pracująca z podciśnieniem zasysa powietrze zewnętrzne szeregiem rur, umieszczonych między sklepieniami, (punkty „x" na rys. 2). Palenisko składa się z 4-ch palników, każdy na 250 *m³/godz.* gazu. Powietrza do spalania dostarcza wentylator, a to 80% całej ilości jako powietrze pierwotne wprost — a więc bez podgrzewania — do palników, około 20% zaś do chłodzenia bocznych ścian komory, która to ilość po przejściu przez ściany wchodzi do

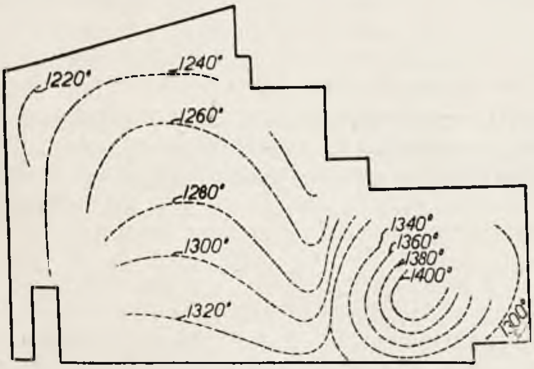
komory blisko palników jako powietrze wtórne. Obserwacje ruchu wykazały, że zapłon mieszanki następuje już przed wyjściem tejże z kanałów palnikowych (300 *mm∅*).

Pomiary temperatur ścian przeprowadzono za pomocą cechowanego przez dostawcę pyrometru optycznego. Każdy szereg pomiarów przeprowadzono dwukrotnie, przy większym rozsiewie poszczególnych wartości trzy-



Rys. 5

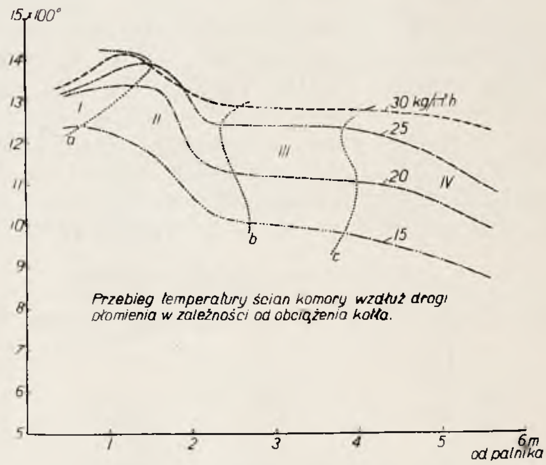
krotnie. Na podstawie średnich wartości pomiarowych można było bezpośrednio narysować szereg izoterm, ustalając w ten sposób w zasadniczych zarysach przebieg temperatur na bocznych ścianach komory. Przez odpowiednie uszeregowanie pozostałych punktów pomiarowych i przez częściową interpolację w miejscach szybkiego spadku temperatury otrzymano w końcu wykresy rys. 3, 4, 5, 6. Narysowanie odpowiednich izoterm dla pozostałych ścian komory nie było bez zastrzeżeń możliwe a to z powodu małej ilości punktów



Rys. 6

pomiarowych. Należy zaznaczyć, że przebieg izoterm na obu ścianach bocznych tylko wtedy był zgodny, kiedy podzielono całą ilość doprowadzonego do kotła gazu symetrycznie do podłużnej osi kotła na wszystkie cztery palniki, umieszczone, na jednym poziomie.

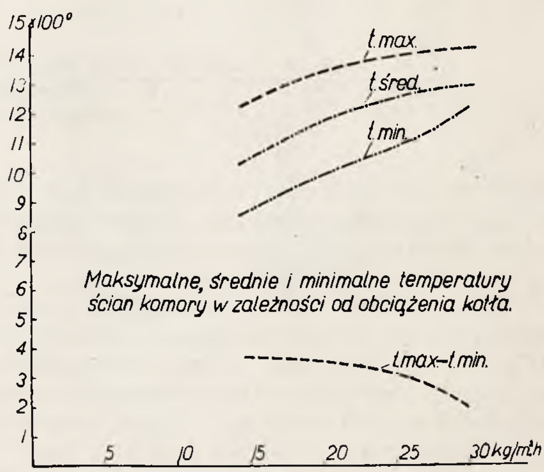
Przy rozpatrzeniu przebiegu linii na rys. 3 — 6 uderza przede wszystkim zagęszczenie izoterm (wyrysowanych w odstępach 20°) przy wyjściu z komory wstępnej. Wytłumaczenie tego układu linji dają warunki promieniowania w komorze i przebieg spalania. Przy wyjściu z komory wstępnej, płomień „ujrzawszy" zimna powierzchnię ogrzewalną, zaczyna szybko oddawać ciepło. Dalszą przyczyną zagęszczenia izoterm jest prawdopodob-



Rys. 7

nie to, że w tej odległości od palników początkowo gwałtowne tempo wywiązania się ciepła znacznie maleje. Wkońcu może mieć wpływ również ekspansja spalin z ciasnej komory wstępnej do przestronnej komory głównej i połączony z tym spadek temperatury.

Dalszy przebieg spadku temperatur jest dość równomierny; izotermy, w miarę zbliża-



Rys. 8

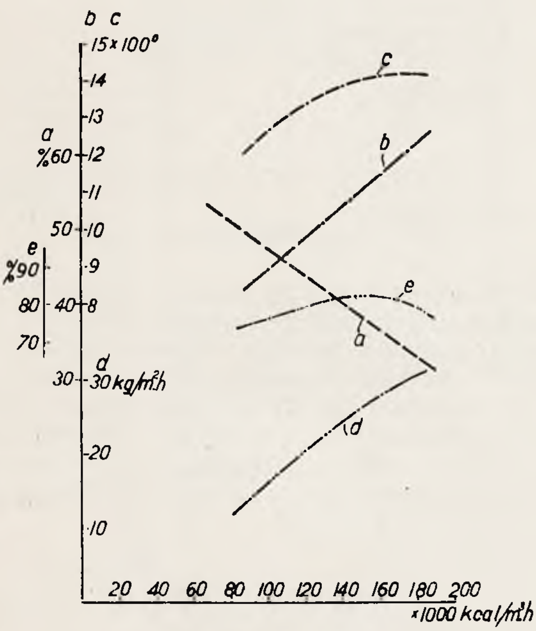
nia się do obydwu powierzchni chłodzących, odginają się równolegle do nich, przez co powstają ostre zmiany kierunku ostatnich linii.

Z kształtu i ułożenia względem siebie izoterm wynika również przebieg przepływu spalin przez komorę. Rysunek 7 uwidacznia przebieg temperatur ścian wzdłuż osi płomienia względnie strumienia spalin a to dla 4-ch różnych obciążeń kotła. Zgodność w przebiegu

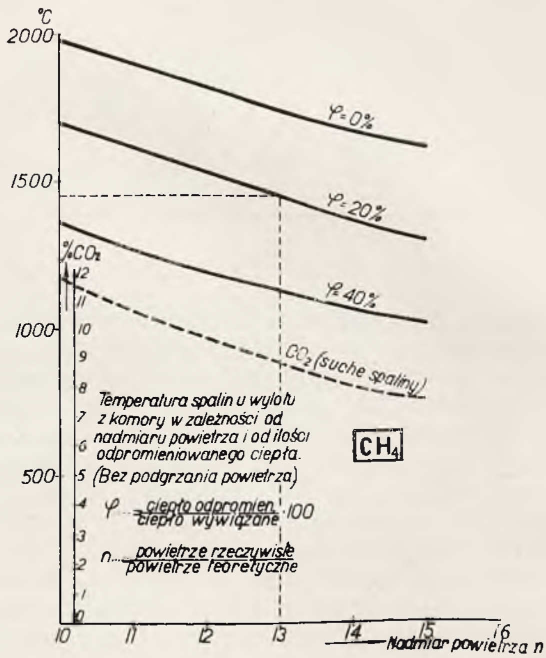
tych 4-ch linii umożliwia bezpośrednio podział powierzchni wykresu na 4 pola, którym odpowiadają 4 fazy spalania wzgl. ruchu ciepła. Pole I obejmuje zapłon oraz pierwszą gwałtownie przebiegającą fazę spalania, podczas której odbywa się główna część całkowitego wywiązania się ciepła. W fazie tej oddanie ciepła przez promieniowanie do powierzchni ogrzewalnej jest niewielkie. Pole II przedstawia wyjście spalin wzgl. płomienia z komory wstępnej do komory głównej; następujący tu silny spadek temperatur omówiony był wyżej. Pole III obejmuje obszar, w którym oddanie ciepła do powierzchni ogrzewalnej zostaje prawie że wyrównane przez dobiegające do końca wywiązywanie się ciepła podczas spalania. Spalanie kończy się przed polem IV; dlatego też następuje na polu tym szybszy spadek temperatury.

Wynikałoby więc, że zapłon i główna część wywiązywania się ciepła ukończone są po 1,0 — 1,5 *m* drogi, podczas gdy praktycznie zupełne wypalenie się mieszanki zajmuje dalsze 2,5 — 3,0 *m* drogi. Przeliczenie dróg spalania na czasy spalania możliwe jest tylko w przybliżeniu a to z uwagi na ujęcie przekrojów przepływu. Odnosi się to w szczególności do pola I, gdyż mieszanka, wypływająca z dużą szybkością (do 15 *m/sek*) z kanałów palnikowych dostaje się nagle do przestrzeni, której przekrój jest niewspółmierny (dużo większy) do pierwotnego przekroju strug mieszanki. Przy uwzględnieniu wszystkich wartości, dostępnych dla obliczenia i oszacowania, otrzymuje się następujące czasy przepływu (dla obciążenia pow. ogrzew. 20 kg/m^2); pole I — 0,10 do 0,15 *sek.*, pole II — 0,30 do 0,40 *sek.*; pole III — 0,60 do 0,80 *sek.*; pole IV — 1,0 do 1,20 *sek.*, w sumie więc około 2,0 do 2,5 *sek.* Czasy spalania natomiast przedstawiają się następująco: 0,10 do 0,15 *sek.* na zapłon i główną część wywiązania się ciepła: 0,9 do 1,2 *sek.*, dla ukończenia spalenia, w sumie więc 1,0 do 1,3 *sek.* dla zupełnego spalenia.

Liczby te są istotne dla przebiegu spalania i pokrywają się z wynikami innych doświadczeń, zmierzających do ujęcia przebiegu spalania mieszanek gazów z powietrzem. Dążenia do powiększenia dopuszczalnego termicznego obciążenia komór musiałyby tym samym pójść w kierunku przyśpieszenia ostatniej, leniwie przebiegającej fazy spalania.



Rys. 9



Rys. 10

W niektórych paleniskach gazowych i olejowych, — wychodząc coprawda z innych założeń, — warunek ten spełniono, wbudowując odpowiednie kratownice szamotowe, działające katalitycznie, dzięki swym wysokim temperaturom, na ostatnią fazę spalania.

Z analizy rys. 3 — 6, wzgl. rys. 7 wynika, że układ temperatur w komorze staje się z wrastającym jej obciążeniem bardziej równomierny. Temperatury maksymalne wzrastają ze zwiększającym się obciążeniem kotła coraz wolniej, temperatury minimalne zaś prawie proporcjonalnie, tak, że różnica tych temperatur maleje ze wzrastającym obciążeniem. Powyższa charakterystyka temperatur wynika również z czysto teoretycznych rozważań. Rys. 8 przedstawia odnośne wartości dla zbadanej komory. Okazuje się, że różnice między średnimi a minimalnymi temperaturami w wysoko - obciążonych komorach są przy paleniskach gazowych małe; w paleniskach na pył węglowy różnice te są ze wzglę-

du na odmienny charakter przebiegu spalania prawdopodobnie jeszcze mniejsze.

Wyniki pomiarów umożliwiły w końcu ustalenie ilości ciepła, oddanego w komorze przez promieniowanie do powierzchni ogrzewalnej. Odnośne obliczenia wymagały znajomości sprawności kotła, nadmiaru powietrza, różnicy pomiędzy temperaturą spalin a temperaturami ścian u wylotu komory, a to dla zbadanych czterech wysokości obciążenia kotła. Wyniki tych obliczeń przedstawione są na rys 9 w zależności od rzeczywistego obciążenia komory paleniskowej. Ilość odpromieniowanego w komorze ciepła, wyrażona w %-ach wywiązanego w komorze ciepła, maleje w linji prostej ze wzrastającym obciążeniem komory.

Prostolinijny przebieg ma również zależność temperatury ścian (wzgl. spalin) u wylotu komory. Zestawienie niektórych wartości, ogłoszonych w fachowej literaturze[2]) dało identyczny obraz.

Rys. 10 przedstawia uzyskany drogą obliczenia wykres wzajemnych zależności ilości odpromieniowanego ciepła, temperatury spalin u wylotu komory i nadmiaru powietrza[3]). Wartości wykresu rys. 8 (pomiary) pokrywają się z wartościami wykresu rys. 9 (obliczenie teoretyczne).

Przedstawione powyżej pomiary kontynuowane będą w rozszerzonym zakresie przy komorach różnej wielkości i różnego kształtu.

[2]) Münzinger: Dampfkraft, str. 121.

[3]) Orel: O termicznych i dynamicznych podstawach spalania gazu ziemnego; Przemysł Naftowy 1936, Zeszyt 15, 16.

BRONISŁAW CHUDZYŃSKI, inż.

OBLICZENIE NISKOPRĘŻNYCH PALNIKÓW GAZOWYCH.

(por. Technika Cieplna, 1938, str. 16)

2 Obliczenie palników niskoprężnych „wirowych" (patrz rys. 3).

Wewnątrz mieszalnika tego typu palników wiruje mieszanka gazu i powietrza (wzdłuż toru śrubowego), Ruch śrubowy nadają mieszance strugi powietrza, wypływające z dysz powietrznych, pochylonych pod kątem „α" do stycznej do obwodu mieszalnika; strugi zaś gazu, wypływające z dysz gazowych w kierunku równoległym do osi palnika, wpływają na zwiększenie kąta pochylenia toru śrubowego mieszanki względem stycznej do obwodu mieszalnika, tak że kąt ten „β" większy jest od kąta „α".

Ciśnienie ogólne gazu i powietrza h_g i h_p tylko w części przechodzi w energię ruchu dla wytworzenia szybkości gazu i powietrza w dyszach, tak że:

$$\varphi . h_p = \frac{c_p^2}{2\,g}\gamma_p' \text{ i } \psi . h_g = \frac{c_g^2}{2\,g}\gamma_g' \text{ w } mm \text{ sł. w.}$$

Reszta energii gazu i powietrza idzie na przezwyciężenie przeciwciśnienia statycznego wewnątrz mieszalnika:

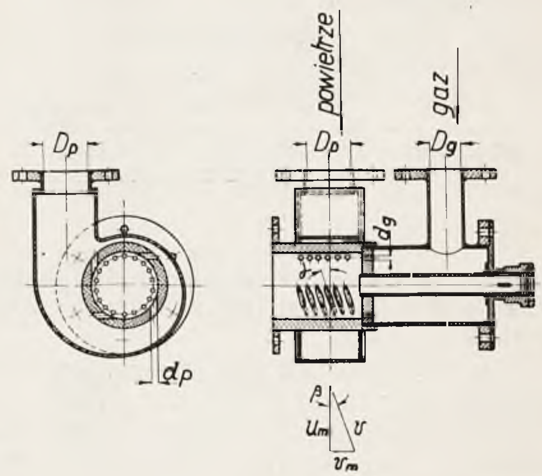
$$p = (1 - \varphi)\, h_p + (1 - \psi)\, h_g \text{ w } mm \text{ sł. w.}$$

Energia ruchu gazu i powietrza idzie częściowo na pokrycie strat dynamicznych wewnątrz mieszalnika, co ujmuje współczynnik „x":

$$W = x\,(\varphi\, h_p + \psi\, h_g) \text{ w } mm \text{ sł. w.}$$

Reszta energii ruchu idzie na wytworzenie szybkości mieszanki, wzdłuż toru śrubowego „v":

$$(1 - x)\,(\varphi\, h_p + \psi\, h_g) = \frac{v^2}{2\,g}\gamma_m \text{ w } mm \text{ sł. w.}$$



Rys. 3

Przy projektowaniu palnika zadane są:

Ilość gazu na sekundę V_g w $m^3/sek.$ przy temperaturze t_g.

Ilość powietrza na sekundę V_p w $m^3/sek.$ przy temperaturze t_p.

Ciśnienie ogólne gazu w palniku h_g w mm sł. w.

Ciśnienie ogólne powietrza w palniku h_p w mm sł. w.

Waga właściwa gazu, przy temperaturze t_g — γ_g' w kg/m^3.

Waga właściwa powietrza, przy temperaturze t_p — γ_p' w kg/m^3.

Dla obliczenia ciśnień i szybkości wewnątrz palnika, można zestawić równania:

Równanie energii:

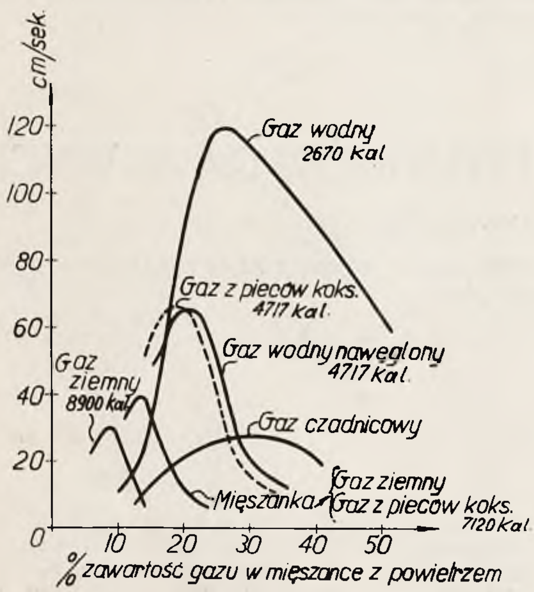
$$\varphi h_p + \psi h_g = x (\varphi h_g + \psi h_g) + \frac{v^2}{2g} \gamma_m,$$

skąd:

$$x = \frac{\varphi h_p + \psi h_g - \frac{v^2}{2g}\gamma_m}{\varphi h_p + \psi h_g} \quad . \quad . \quad (1)$$

Równanie ilości ruchu powietrza i mieszanki w kierunku obwodowym mieszalnika:

$$\mu \cos\alpha \sqrt{2g \,.\, \varphi \,.\, h_p \gamma_p'} \times V_p = \gamma_m (V_p + V_g) u_m \quad (2)$$



Rys. 4

gdzie „μ" jest współczynnikiem redukcji ilości ruchu, wskutek strat dynamicznych; przyjmuje się $\mu \simeq 0{,}6$.

„u_m" jest obwodową składową szybkości mieszanki „v": $u_m = v \cos\beta$ w m/sek.

Wreszcie równanie ilości ruchu gazu, powietrza i mieszanki w kierunku osiowym mieszalnika:

$$\mu (\sin\alpha \sqrt{2g \,.\, \varphi \,.\, h_p \,.\, \gamma_p'} \times V_p \pm$$

$$\pm \sqrt{2g \,.\, \psi \,.\, h_g \,.\, \gamma_g'} \times V_g) = \gamma_m (V_p + V_g) v_m \quad (3)$$

gdzie „v_m" jest osiową składową szybkści mieszanki „v":

$$v_m = v \sin\beta \; m/sek.$$

W powyższych trzech równaniach niewiadomymi są współczynniki: „x", „φ" i „ψ" oraz szybkości „v", „u_m" i „v_m", albo, co jest równoznaczne, szybkość „v" i kąt „β".

Kąt „β" da się z dostateczną dokładnością obliczyć z równań ilości ruchu: w kierunku osiowym:

$$I_{oś.} = \mu (V_g \gamma_g' v_g + V_p \gamma_p' v_p \sin\alpha). \quad (4)$$

w kierunku obwodowym:

$$I_{obw.} = \mu V_p \gamma_p' \cos\alpha \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

stąd:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{I_{oś}}{I_{obw.}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

W tych równaniach:

$$v_g = \sqrt{\frac{2 g h_g}{\gamma_g'}} \text{ w } m/sek. \quad . \quad . \quad (7)$$

$$v_p = \sqrt{\frac{2 g h_p}{\gamma_p'}} \text{ w } m/sek. \quad . \quad . \quad (8)$$

Dla określenia „v" trzeba zestawić równanie:

$$\frac{v^2}{2g} \gamma_m = \lambda (h_p + h_g) \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Współczynnik „λ" trzeba przyjąć. Określa on część ogólnej energii gazu i powietrza, z którą mieszanka opuszcza palnik, jest to energia ruchu śrubowego mieszanki.

Przy przyjmowaniu „λ" należy mieć na względzie długość płomienia, która winna być możliwie mała, następnie zaś wzgląd na szybkość zapłonu mieszanki gazu i powietrza, tak by osiowa składowa $v_m = \sin\beta$ dawała możność regulacji spalania in minus, bez obawy cofania się płomienia. Wytycznymi w tym względzie mogą być, załączone na wykresie rys. 4, szybkości zapłonu różnych gazów przemysłowych.

Można przyjąć średnio $\lambda = 0{,}07$ do $0{,}075$ przy normalnych, niezbyt wysokich ciśnieniach gazu i powietrza.

Pozostałe współczynniki „x", „φ" i „ψ" oblicza się z równań (1), (2) i (3).

Niezbędne przekroje palnika oblicza się z równań:

Średnica mieszalnika:

$$D_m = \sqrt{\frac{4 (V_g + V_p)}{\pi \,.\, v_m}} \text{ w } m \quad . \quad . \quad (10)$$

Średnica dysz gazowych:

$$d_g = \sqrt{\frac{4 V_g}{n_g c_g \,.\, \nu \,.\, \pi}} \text{ w } m \quad . \quad . \quad (11)$$

gdzie

$$c_g = \sqrt{\frac{2 g \,.\, \psi h_g}{\gamma_g'}} \text{ w } m/sek.$$

n_g — przyjęta ilość dysz gazowych, a „ν" współczynnik wypływu gazu, który dla danej formy dyszy można przyjąć $\nu \simeq 0,63$.

Analogicznie dla dysz powietrznych:

$$d_p = \sqrt{\frac{4\ V_p}{n_p \,.\, c_p \,.\, \nu \,.\, \pi}} \text{ w } m \qquad (12)$$

gdzie

$$c_p = \sqrt{\frac{2\ g \,.\, \varphi \,.\, h_p}{\gamma_p'}} \text{ w } m/sek.$$

n_p — przyjęta ilość dysz powietrznych, $\nu \simeq 0,63$.

Dla przykładu przeprowadzono obliczenie palnika „wirowego" na gaz koksowniany, dla ilości gazu na sekundę, przy $t_g = 20^\circ$ C.

$$V_g = 0.0075\ m^3/sek.\ (25\ nm^3/godz.)$$

oraz dla niezbędnej do spalania, z nadmiarem 10%, ilości powietrza, przy $t_p = 15^\circ$ C

$$V_p = 0,0289\ m^3/sek.$$

Ogólne ciśnienie gazu w palniku: $h_g = 30,7\ mm$ sł. w.

Ogólne ciśnienie powietrza w palniku $h_p = 86,5\ mm$ sł. w.

Waga właściwa gazu, przy $t_g = 20^\circ$ C: $\gamma_g{}^1 = 0,635\ kg/m^3$.

Waga właściwa powietrza, przy $t_p = 15^\circ$ C: $\gamma_p{}^1 = 1,223\ kg/m^3$.

Kąt pochylenia dysz powietrza; $\alpha = 20^\circ$.

Przyjęto $\lambda = 0,0715$, stąd z równania (9)

$$v = \sqrt{\frac{19,62 \,.\, 0,0715 . (30,7 + 86,5)}{1,1}} = 12,22\ m/sek.$$

Z równań (7) i (8):

$$v_g = \sqrt{\frac{19,62 \,.\, 30,3}{0,635}} = 30,8\ m/sek.$$

$$v_p = \sqrt{\frac{19,62 \,.\, 86,5}{1,223}} = 37,3\ m/sek.$$

Z równań (4), (5) i (6):

$$I_{oś.} = 30,8 \,.\, 0,0075 \,.\, 0,635 +$$

$$+ 37,3 \,.\, 0,0289 \,.\, 1,223 \,.\, 0,342 = 0,5965\ kgm/sek.$$

$$I_{obw.} = 37,3 \,.\, 0,0289 \,.\, 1,223 \,.\, 0,94 = 1,242\ kgm/sek.$$

$$\text{tg}\ \beta = \frac{0,5965}{1,242} = 0,48;\ \beta = 25^\circ 40'$$

Stąd:

$$v_m = 12,22 \,.\, 0,433 = 5,3\ m/sek.$$

$$u_m = 12,22 \,.\, 0,901 = 11\ m/sek.$$

Z równania (2):

$$\varphi = \frac{[1,1\ (0,0289 + 0,0075)\ 11]^2}{0,36 \,.\, 0884 \,.\, 19,62 \,.\, 86,5 \,.\, 1,223 \,.\, 0,00083} = 0,354$$

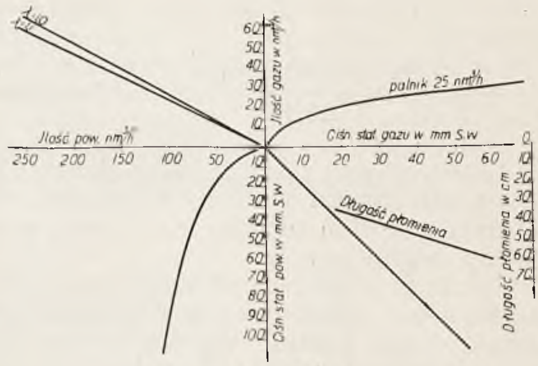
Z równania (3):

$$0,6\ (0,342 + \sqrt{19,62 \,.\, 0,354 \,.\, 86,5 \,.\, 1233} \times 0,0289 +$$

$$+ \sqrt{19,62 \,.\, \psi \,.\, 30,7 \,.\, 0,635} \times 0,0075);\quad \psi = 0,338$$

Z równania (1):

$$x = \frac{0,354 \,.\, 86,5 + 0,338 \,.\, 30,7 - 8,4}{0,354 \,.\, 86,5 + 0,338 \,.\, 30,7} = 0,795$$



Rys. 5

Dynamiczne straty wewnątrz palnika:

$$W = 0,795\ (0,354 \,.\, 86,5 + 0,338 \,.\, 30,7) =$$

$$= 32,56\ mm \text{ sł. w.}$$

Ciśnienie statyczne wewnątrz palnika:

$$p = 0,646 \,.\, 86,5 + 0,662 \,.\, 30,7 \simeq 76\ mm \text{ sł. w.}$$

Energie ruchu mieszanki:

$$\frac{v^2}{2\ g}\ \gamma_m = 0,0715\ (86,5 + 30,7) = 8,4\ mm \text{ sł. w}$$

Stąd z równania:

$$h_p + h_g = p + \varphi\, h_p + \psi\, h_g = p + x \,.\, \varphi \,.\, h_p +$$

$$+ x \,.\, \psi \,.\, h_g + \frac{v^2}{2g}\ \gamma_m$$

zestawienie podziału energii gazu, powietrza i mieszanki wewnątrz palnika:

$$\underbrace{86,5 + 30,7}_{117,2} = 76 + 30,6 + 10,4 = 76 +$$

$$\underbrace{24,4 + 8,27 + 8,4}_{\text{energia stracona}}$$

Średnica mieszalnika z równania (10):

$$D_m = \sqrt{\frac{4 \,.\, 0,0364}{3,14 \,.\, 5,3}} \simeq 0,092\ m \simeq 90\ mm$$

Średnica dysz gazowych ($n_g = 18$) z równania (11):

$$d_g = \sqrt{\frac{4 . 0{,}0075}{18 . 17{,}9 . 0{,}63 . 3{,}14}} \simeq 0{,}0065\, m = 6{,}5\, mm$$

przy czym:

$$c_g = \sqrt{\frac{19{,}62 . 0{,}338 . 30{,}7}{0{,}635}} = 17{,}9\ m/sek.$$

Analogicznie średnica dysz powietrznych ($n_p = 24$) z równania (12):

$$d_p = \sqrt{\frac{4 . 0{,}0289}{24.22{,}2.0{,}63.2{,}14}} \simeq 0{,}0105\, m \sim 10{,}5\, mm$$

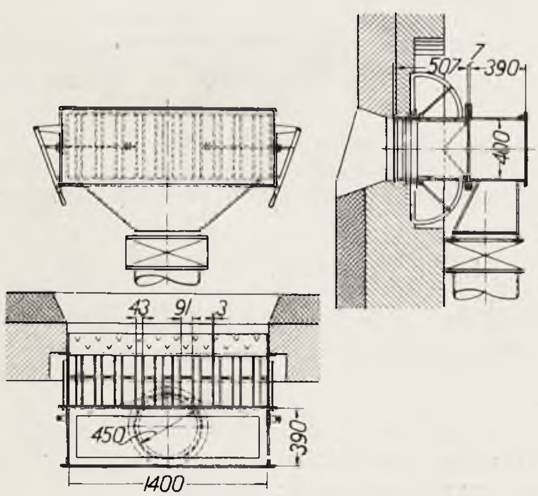
przy czym:

$$c_p = \sqrt{\frac{19{,}62 . 0{,}354 . 86{,}5}{1{,}223}} = 22{,}2\ m/sek.$$

Zbudowany na zasadzie powyższego obliczenia palnik, został poddany badaniom, analogicznym do badań palnika rys. 5, przy czym rezultaty podaje rys. 5.

Palnik pracował z nadmiarem powietrza, wahającym się między zerem i kilkoma procentami, dając krótki, wachlarzowaty płomień, o płaskiej stożkowej formie. Wysokość stożka, czyli długość płomienia, wynosiła dla normalnej pracy palnika około 400 *mm*.

3. Obliczenie palników o podzielonych równoległych strugach gazu i powietrza.



Rys. 6

Za przykład może służyć palnik przedstawiony na rys. 6, o wydajności gazu wielkopiecowego $Q_g = 4600\ nm/godz.$, o ciśnieniu ogólnym gazu $h_g = 50\ mm$ sł.w. w palniku. Dopływ powietrza odbywa się pod wpływem ciągu kominowego, który wynosi u wylotu palnika $h_k \simeq 5\ mm$ sł. w. Ilość powietrza obliczono dla gazu wielkopiecowego, o wartości cieplnej $K = 1097\ kal/nm^3$; wynosi ona teoretycznie $L_{min} = 0{,}904\ nm^3/nm^3$; rzeczywista ilość powietrza, z nadmiarem 25%: $L_{rzecz.} = 1{,}25 . 0{,}904 = 1{,}13\ nm^3/nm^3$.

Temperatura gazu $t_g = 30^0$; temperatura powietrza $t_p = 15^0$.

Waga właściwa gazu $\gamma = 1{,}28\ kg/nm^3$, albo $\gamma_g' = 1{,}155\ kg/m^3$ przy 30^0.

Ilość gazu na sekundę przy $t_g = 30^0$.

$$V_g = \frac{4600 . 303}{3600 . 273} = 1{,}42\ m^3/sek.$$

Ilość powietrza na sekundę przy $t_p = 15^0$.

$$V_p = \frac{4600 . 1{,}13 . 288}{3600 . 273} = 1{,}52\ m^3/sek.$$

Szybkość wypływu gazu z palnika:

$$v_g = \sqrt{\frac{2 . 9{,}81 . 55}{1{,}155}} = 30{,}5\ m/sek.$$

Szybkość wypływu powietrza z palnika:

$$v_p = \sqrt{\frac{2 . 981 . 5}{1{,}223}} = 8{,}94\ m/sek.$$

Strugą gazową i strugę powietrzną podzielono każdą na 10 części tak, że na każdą podziałkę przypada przekrój przepływu: dla gazu:

$$F_g = \frac{1{,}42}{10 . 30{,}5} = 0{,}00466\ m^2$$

dla powietrza:

$$F_p = \frac{1{,}52}{10 . 8{,}94} = 0{,}017\ m^2$$

Przepływy dla gazu i powietrza mają otrzymać formę prostokątną. Przy tej formie, struga gazowa, czy powietrzna, nie wypełnia całego przekroju przepływu. Pozostają niewyzyskane „martwe kąty".

Doskonałym przekrojem, jeżeli się tak wyrazić wolno, jest przekrój kołowy, który wyzyskany bywa w całości przez strugę przepływającego przezeń gazu. Miarodajną wielkością, jak wiadomo, jest tu, tak zwany, „promień hydrauliczny", czyli stosunek płaszczyzny przekroju kołowego do obwodu tegoż:

$$R = \frac{\pi r^2}{2 \pi r} = \frac{r}{2} = \frac{d}{4}$$

Należy więc dla danego przkroju F_g i F_p określić średnicę zastępczego przekroju kołowego d_g i d_p z wzorów:

$$d_g = \sqrt{\frac{4\ F_g}{\pi}}\ \text{w } m. \quad d_p = \sqrt{\frac{4\ F_p}{\pi}}\ \text{w } m.$$

a następnie nadać przekrojom prostokątnym te same „promienie hydrauliczne”, co i zastępczym przekrojom kołowym:

$$\frac{4}{d_g} = \frac{2\,(a + b_g)}{a\,b_g}; \text{ skąd } b_g = \frac{d_g\,a}{2\,a - d_g} \text{ w } m$$

$$\frac{4}{d_p} = \frac{2\,(a + b_p)}{a\,b_p}; \text{ skąd } b_p = \frac{d_p\,a}{2\,a - d_g} \text{ w } m.$$

W tych równaniach przyjmuje się wspólną dla podziałek gazowych i powietrznych wysokość palnika w świetle $a = 0{,}4\,^m$. Obliczone w ten sposób wymiary podziałek gazowych i powietrznych zapewniają przepust zadanych ilości gazu i powietrza, już po uwzględnieniu niewyzyskanych kątów.

W danym konkretnym wypadku:

$$d_g = \sqrt{\frac{4\,.\,0{,}00466}{3{,}14}} = 0{,}077\ m$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4\,.\,0{,}017}{3{,}14}} = 0{,}147\ m$$

$$b_g = \frac{0{,}077\,.\,0{,}4}{2\,.\,0{,}4 - 0{,}077} \simeq 0{,}043\ m \simeq 43\ mm$$

$$b_p = \frac{0{,}147\,.\,0{,}4}{2\,.\,0{,}4 - 0{,}147} \simeq 0{,}091\ m \simeq 91\ mm.$$

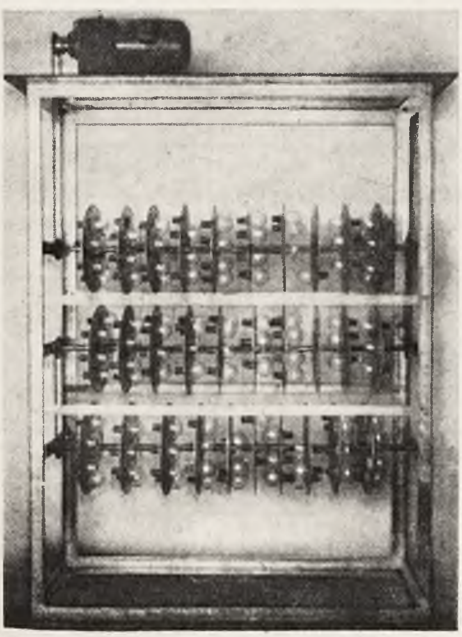
W identyczny sposób oblicza się i szerokość wspólnej skrzyni gazowej, przy zadanej wysokości $a = 0{,}4^m$, przyczem zastępczą średnicą kołową D_g jest tu średnica, doprowadzającej gaz do palnika, rury gazowej.

Jak to już wyżej zaznaczono, przytoczone wyżej metody obliczenia trzech rodzajów palników dały w praktycznym wykonaniu i po przeprowadzeniu badań z wykonanymi palnikami, bardzo dobre rezultaty, zapewniając żądany przepust gazu i powietrza, doskonałe przemieszanie gazu i powietrza, wreszcie spalanie z minimalnym nadmiarem powietrza

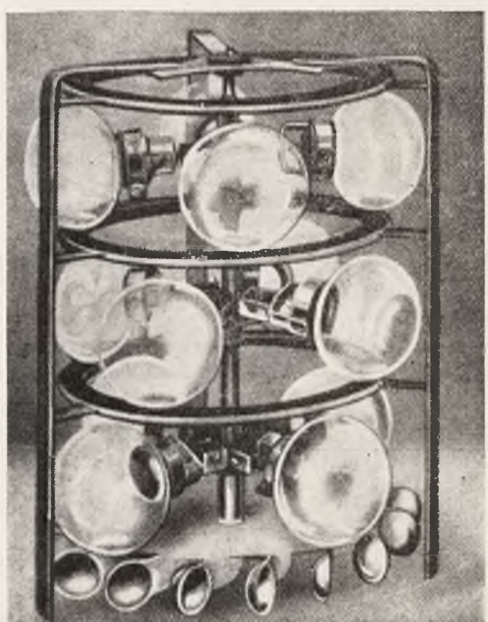
KRONIKA TECHNICZNA.

„Tonisator“.

Nawiązując do notatki, która się ukazała w Nr. 4 Techniki Cieplnej z r. 1937 na str. 59 p. t. „Nowy sposób zmiękczania wody“, podajemy obecnie jej uzupełnienie na podstawie ulotki reklamowej wytwórni oraz artykułu A. Splittgerbera: „Tonisator“ w książce zbiorowej: Vom Wasser tom XI z r. 1936 str. 266. Przede wszystkim trzeba sprostować parę nieścisłych informacji poprzedniej notatki. Nowy sposób polega na procesach natury fizykalnej, a nie chemicznej. Zmiany stanu wody nie dadzą się stwierdzić metodami chemicznymi. Nie można mówić o zmiękczaniu wody, lecz tylko o jej ulepszaniu względnie uszlachetnianiu. Tarcie



Rys. 1.
Urządzenie „Tonisatora“ o wydajności 20 m^3/h, napędzane silnikiem elektrycznym o mocy $^1/_2$ *KM*, dla wbudowania w zbiornik wodociągowy.



Rys. 2.
Urządzenie „Tonisatora“ do wstawienia do zbiornika wbudowanego w rurociąg, napędzane turbinką wodną.

rtęci w szklanych kulkach — bojach („Scale Buoys") wytwarza pole magnetyczne, które ma oddziaływać na wodę w ten sposób, że następnie osady wypadają z niej w postaci luźnego szlamu, a nie kamienia. Poza tym woda uszlachetniona tą drogą ma posiadać zdolność rozluźniania starych osadów w rurociągach. Boje są wstawiane do zbiorników lub rurociągów, a nie mogą być umieszczane w kotłach, jak mylnie podano poprzednio. Boje muszą być izolowane, powierzchnia ich musi być czysta, a woda, w której są umieszczone, uziemiona. Dla utrzymania ich w stałym ruchu — gdyż tylko wtedy wytwarza się pole magnetyczne — używa się małego silnika elektrycznego lub koła wodnego, poruszającego rusztowanie, w którym są osadzone boje (rys. 1 i 2 wzięte z ulotki reklamowej, przedstawiają takie urządzenia).

Splittgerber w swym artykule podaje, że cena jednej boji wynosi 36,— *RM*, a potrzeba ich 10 do 20 dla uszlachetniania 1 m^3 wody na godz.

W dalszym ciągu artykułu opisuje Splittgerber kilka prób przeprowadzonych z „Tonisatorami" na kotłach, zbiornikach wody gorącej i sieciach wodociągowych, przy czym zaledwie w paru przypadkach wynik był jako tako pomyślny. Natomiast autor oświadcza, że znana jest mu wielka ilość urządzeń, w których próby z „Tonisatorem" zupełnie zawiodły. Dalej zaznacza Splittgerber, że działanie „Tonisatora" jest związane wyłącznie z żelazem, a nie występuje wobec innych metali. Boje muszą być zupełnie czyste, tymczasem w ciągu kilku tygodni pracy pokrywają się warstwą węglanu wapnia tak, że trzeba każdą boję wyjąć z urządzenia, wymyć w kwasie solnym i z powrotem założyć. Jeżeli chodzi o zasilanie kotłów, to osady miałyby się wydzielać dopiero wewnątrz kotłów, co jest zasadniczo niepożądane, a dla kotłów nowoczesnych zupełnie niedopuszczalne. Składniki twardości powinny być usuwane z wody przed wprowadzeniem jej do kotłów. Z powyższych względów przeciwstawia się Splittgerber propagandzie za rozpowszechnianiem „Tonisatora" prowadzonej intensywnie w Niemczech i żąda ograniczenia jej.

Powyższe uwagi mogą być pożyteczne i u nas trzeba się bowiem liczyć z tym, że przypuszczalnie wkrótce „Tonisator" pojawi się i na naszym rynku.

W. R.

KRONIKA MORSKA.

1. Produkcja morskich silników spalinowych w r. 1937.

Wykończono silników:

Wytwórnia	Moc w *KMi*
Burmeister & Wain	354 000
M. A. N.	284 500
Doxford	149 600
Sulzer	87 600

Znajdowało się w budowie:

Wytwórnia	Ilość statków	Moc silników w *KMe*
Burmeister & Wain	127	669 000
M. A. N.	115	612 000
Sulzer	36	320 000
Doxford	29	138 000
Werkspoor	32	115 000

2. Produkcja morskich silników spalinowych (Diesel'a) w okresie 1931 — 1937.

Tabl. I. Typy silników zainstalowanych na statkach w % %.

Typ	1931	1932	1933	1934	1935	1936	1937
Dwusuw	46	42	65	67	62	77	85
Czterosuw	54	58	35	33	38	23	15

Tabl. II. Ilość statków na których zainstalowano silniki spalinowe.

Czterosuw pjd. dz.	95	27	22	29	49	38	36
Czterosuw pdw. dz.	1	2					
Dwusuw pjd. dz.	70	13	29	36	47	85	97
Dwusuw pdw. dz.	10	8	12	22	33	44	57
Razem	176	50	63	87	129	167	190

Tabl III. Moc silników zainstalowanych na statkach w poszczególnych latach.

	Typ silnika	Ilość statk	Moc w KM*i* ogólna	przeciętna
Rok 1935	Czterosuw pjd. dz.	50	237 800	4 700
	Dwusuw pjd. dz.	48	181 330	3 750
	Dwusuw pdw. dz.	33	213 150	6 500
	Razem	131	632 280	4 800
Rok 1936	Czterosuw pjd. dz.	38	141 400	3 700
	Dwusuw pjd. dz.	85	372 260	4 400
	Dwusuw pdw. dz.	44	335 200	7 600
	Razem	167	848 860	5 100
Rok 1937	Czterosuw pjd. dz.	36	142 200	4 000
	Dwusuw pjd. dz.	97	467 100	4 850
	Dwusuw pdw. dz	57	373 [illegible]00	6 500
	Razem	190	982 900	5 200

Tabl. IV. Moc silników znajdujących się w 1937 r. w budowie.

Typ silnika	Ilość statków	Moc w KM*i* ogólna	przeciętna
Czterosuw pjd. dz.	70	237 000	3 400
Dwusuw pjd. dz.	180	988 000	5 500
Dwusuw pdw. dz.	112	677 000	6 000
Razem	362	1 902 000	5 300

Motor Ship, January 1938.

3. Wyniki badań odbiorczych dwuaktowego morskiego silnika Diesel'a 5500 KM.

W czasopiśmie VDI [1]) prof. dr. inż. Eichelberger ogłosił wyniki przeprowadzonych przez siebie badań

[1]) R. 1935, str. 130.

morskiego silnika Diesel'a budowy i typu B-ci Sulzer w Winterthur (Szwajcaria). Był to silnik dwutaktowy, pojedyńczego działania, o mocy 5500 *KM*.

Bilans cieplny silnika przy normalnym obciążeniu wyglądał następująco:

Moc hamowana	41,2 %
Ciepło zawarte w wodzie chłodzącej	19,4 %
Ciepło zawarte w spalinach odlotowych	36,4 %
Reszta (Tarcie)	3,0 %
	100,0 %

Na program badań składały się: dwunastogodzinny bieg pod pełnym obciążeniem, czterogodzinny bieg pod 12 % przeciążeniem i krótsze biegi pod przeciążeniem 25 % i 35 %. Przy wszystkich próbach spaliny odlotowe były niewidoczne.

Ponadto przeprowadzono szereg prób zmiany kierunku ruchu, co wymagało od 4 do 6 sekund, oraz dokonano biegu przy silnie zmniejszonej ilości obrotów do 16 *obr/mln*.

Po przeliczeniu na 10 000 *kcal/kg* cyfry zużycia paliwa wzrosną o mniej więcej 2 *g/KM/h*. Praska smarna i pompa wody chłodzącej napędzane były nie bezpośrednio przez silnik lecz przez osobny elektromotor, który zużywał przy normalnym obciążeniu 36,5 *KM*. Związana z tym różnica w zużyciu paliwa wynosi mniej niż 1 *g/KM/h*.

Silnik posiadał następujące wymiary:

Ilość cylindrów	8
Średnica cylindra	720 *mm*
Skok tłoka	1250 *mm*
Moc	5500 *KM*
Ilość obrotów	126 *obr/min.*

Wyniki pomiarów.

Obciążenie w % %		25 %	50 %	75 %	100 %	112 %	125 %	135 %
Ilość obrotów	*obr/min*	80,8	102,0	116,1	126,6	131,6	135,9	139
Moc hamowana	KM_e	1 400	2 810	4 195	5 510	6 170	6 880	7 420
Moc indykowana	KM_i		3 400	4 950	6 440	7 100	7 940	
Przeciętne ciśnienie rzeczywiste	p_{me}	1,92	3,05	4,00	4,82	5,20	5,61	5,90
Przeciętne ciśnienie indykowane	p_{mi}		3,69	4,72	5,64	5,98	6,48	
Sprawność mechaniczna	%		82,5	84,7	85,5	86,8	86,2	
Najwyższe ciśnienie indykowane	kg/cm^2	40,0	50,1	56,3	60,8	61,9	64,3	
Ciśnienie powietrza przepłukującego	*mm* sł. w.	550	970	1 330	1 656	1 770	1 940	2 030
Moc indykowana pompy powietrznej	$KM_{i\ sp}$	76	157	226	342	380	420	
Przeciętne indykowane ciśnienie pompy powietrznej odniesione do cyl. rob.	$p_{mi\ sp}$	0,104	0,170	0,215	0,300	g,320	0,340	
Zużycie paliwa	$g/KM_i/h$		125,0	126,8	129,3	131,0	133,6	
Zużycie paliwa	$g/KM_e/h$	165,4	151,1	149,3	151,4	150,6	154,2	
Sprawność termiczna odniesiona do mocy hamowanej przy H_u — 10 138	*kcal/kg* %	37,7	41,2	41,7	41,2	41,4	40,4	
Ciśnienie wylotowe	*mm* sł. w.	50	95	145	173	189	210	230
Temperatura spalin odlotowych	°*C*		186	234	290	318	356	398
Ilość spalin odlotowych	*t/h*	30,2	38,4	43,9	48,0	49,95	51,6	
Ciepło zawarte w spalinach odlotowych	*kcal/h*		$1,51 \times 10^6$	$2,24 \times 10^6$	$3,06 \times 10^6$	$3,56 \times 10^6$	$4,15 \times 10^6$	
Ciepło j. w. w % % doprowadzonego ciepła	%		35	35,2	36,4	37,8	38,7	
Temperatury wody chłodzącej:								
Wlot do płaszcza cylindrów	°*C*	28,75	29,75	31,5	28,6	30,2	35,75	
Przelew do pokryw cylindrów	°*C*	35,0	37,5	42,0	42,1	45,0	47,0	
Wylot z pokryw cylindrów	°*C*	39,5	43,6	49,5	52,75	56,2	57,5	
Wlot do wentyla paliwowego	°*C*	28,5	30,5	28,5	29,4	29,3	35	
Wylot z wentyla paliwowego	°*C*	34,5	36,0	35,3	35,5	34,6	42,3	
Wlot do komory tłoka	°*C*	29,0	31,1	29,0	30,0	29,2	34,2	

Obciążenie w %%		25 %	50 %	75 %	100 %	112 %	125 %	135 %
Wylot z komory tłoka	°C	36,0	42,2	40,0	40,2	42,0		
Przelew ze strony wlotowej do tłoka	°C	35,3	41,5	39,5	39,4	40,5	48,0	
Ilość wody chłodzącej:								
Płaszcze i pokrywy cylindrów	kg/h	38 900	49 800	50 250	51 000	51 600	66 000	
Wentyle paliwowe	kg/h	2 640	3 080	3 030	5 970	5 400	4 105	
Woda przepływający przez tłoki	kg/h	25 000	25 840	29 520	33 420	35 200	38 200	
Woda ściekająca z tłoków	kg/h	2 400	2 880	2 640	3 960	3 600	3 360	
Ciepło zawarte w wodzie chłodzącej:								
Płaszcze	kcal/h	243 000	386 000	528 000	688 000	764 000	743 000	
Pokrywy	kcal/h	175 000	304 000	377 000	543 000	578 000	627 000	
Wentyle	kcal/h	15 850	16 900	20 600	36 400	28 300	29 950	
Tłoki	kcal/h	191 080	317 200	357 200	374 800	489 600	608 200	
Razem	kcal/h	624 930	1 024 100	1 282 800	1 642 200	1 859 900	2008 150	
W %% ciepła doprowadzonego	% %	26,6	23,75	20,2	19,4	19,7	18,7	

PRZEGLĄD WYDAWNICTW.

Elektryfikacja Ziemi Krakowskiej. Nakładem Izby Przemysłowo-Handlowej w Krakowie, 1937.

Jeden z naszych wybitnych elektryków inż. Jan Obrąpalski powiedział przed laty: „Skłonić właścicieli poszczególnych elektrowni do pracy równoległej trudniej jest znacznie, niż poczciwe maszyny". — Zdanie to przychodzi mimowoli na myśl po przeczytaniu książki p. t. „Elektryfikacja Ziemi Krakowskiej, Materiały Komisji Energetyczno-Elektryfikacyjnej Izby Przemysłowo-Handlowej w Krakowie".

Ministerstwo Przemysłu i Handlu powiedziało: uprawnienie na elektryfikację tej części okręgu krakowskiego, która tego potrzebuje dostanie Spółka Sieciowa ad hoc stworzona przez elektrownie zainteresowane w dostawie energii elektrycznej na obszarze tego okręgu. Wśród uchwał powziętych w tej sprawie przez Zebranie Plenarne Izby w dn. 7 X. 37 r. znajdujemy następującą:

„Plenarne Zebranie Izby Przemysłowo-Handlowej w Krakowie uważa za konieczne przyśpieszenie toczących się rokowań o utworzenie towarzystwa sieciowego i szybkie nadanie mu odpowiedniego uprawnienia rządowego na nieobjęte dotychczasowymi uprawnieniami wolne obszary, tak zwanego Krakowskiego Okręgu Elektryfikacyjnego.

Jako zasadnicze warunki tego uprawnienia uważa Izba:

1. celowe połączenie elektrowni zachodniej części województwa krakowskiego oraz najbliżej położonych śląskiego i dąbrowskiego zagłębia dla umożliwienia realnej współpracy i wzajemnej wymiany energii,

2. należyte wykorzystanie zakładu wodnego w Porąbce,

3. utworzenie najbardziej ekonomicznych rezerw elektrycznych dla miasta Krakowa i centralnego okręgu przemysłowego,

4. stworzenie realnych możliwości racjonalnego zasilania trakcji elektrycznej linii kolejowej Kraków—Zakopane.

Dla osiągnięcia tych warunków Izba uważa za konieczną jaknajrychlejszą budowę szyny zbiorczej o napięciu 60000 woltów na przestrzeni Jaworzno — Wadowice—Porąbka—Kraków z ewentualnymi uzupełnieniami, których wymagały konieczność przesyłania nadwyżek energii dla centralnego okręgu przemysłowego i racjonalne zasilanie elektrycznej trakcji kolejowej".

Zawarty w przytoczonej uchwale program elektryfikacji okręgu krakowskiego Izba P-H przeciwstawia projektowi proponowanemu przez „Komisję Ścisłą" wyłonioną z inicjatywy Ministerstwa Przemysłu i Handlu pod przewodnictwem Dr R. Radzyńskiego, wiceprezydenta m. Krakowa. Projektu tego w omawianej książce wprawdzie nie ma, lecz z treści przemówienia Dr R. Radzyńskiego na Komisji Energetyczno-Elektryfikacyjnej Izby P-H. oraz z artykułu inż. J. Bruski-Kasyny umieszczonego w pierwszym zeszycie Przeglądu Elektrotechnicznego z b. r. możemy zorientować się na czym projekt polega i czym się różni od projektu Izby Krakowskiej.

„Komisji Ścisłej" postawiono zadanie zorganizowania towarzystwa sieciowego, któreby objęło cały okręg województwa Krakowskiego, a w skład tegoż nowego towarzystwa mają wejść przede wszystkim elektrownie produkujące, oczywiście elektrownie większe zarówno z Krakowskiego, jak i ze Śląska w pierwszym rzędzie oraz z Zagłębia Dąbrowskiego". Komisja wyty-

czyła przyszłe linie elektryczne, których budowę podzieliła na 3 okresy czasu i wskazała na źródła pokrycia kosztów budowy, które mają wynieść ok. 6,6 mio zł. Ustalona została również lista udziałowców i wysokość udziałów w kapitale zakładowym przyszłej spółki sieciowej, który ma wynosić 2.050.000 zł.

Zdawałoby się, że rzecz wygląda realnie.... Owszem, lecz Izba Krakowska powiada, że „spółka sieciowa wysuwa program dla niej jak najkorzystniejszy, którego realizację przewiduje w ciągu stosunkowo długich lat", a to oznacza kilkoletnie opóźnienie rozwoju życia gospodarczego i przekreślenie na długie lata kwestii elektryfikacji kolei. Izba uważa za słuszne domagać się pomocy ze strony rządu w wysokości 4—5 *mio* zł, która to suma jak się zdaje stanowi różnicę między kosztorysem Izby i Spółki sieciowej. Różnica pochodzi stąd, że projekt Izby przewidaje budowę sieci łączących elektrownie i zasilających podstacje kolejowe o napięciu 60 kV, gdy spółka sieciowa ogranicza się do sieci o napięciu 30 kV i nie uwzględnia elektryfikacji kolei Kraków—Zakopane i Kraków—Radom—Warszawa.

W skromnym mniemaniu autora niniejszej notatki zagadnienie elektryfikacji krakowskiego okręgu elektrycznego zostało przez Izbę Krakowską skomplikowane przez to, że połączono zaspokojenie potrzeb czysto lokalnych z potrzebami państwowymi. — Np. wzajemne połączenie dużych elektrowni tak użyteczności publicznej jak i prywatnej w trzech zagłębiach węglowych, jest oczywista korzystne dla okręgu krakowskiego, gdyż stwarza dlań niezawodne źródło energii, lecz nie trzeba zapominać, że potencjał energetyczny tego źródła jest niewspółmiernie wielki wobec potrzeb okręgu krakowskiego i że wyznaczenie roli jaką ma wobec tego spełnić, należy do rządu. Podobnież można powiedzieć o wysokości napięcia sieci ogólno krajowej i o roli jaką ta sieć ma grać w stosunkach międzynarodowych.

Dalszym skomplikowaniem kwestii elektryfikacji okręgu krakowskiego „Elektryfikacja Ziemi Krakowskiej" jest to, że jak gdyby nie dopuszczało się myśli, iż istotnie minimalny na dziś program spółki sieciowej może jutro wyrosnąć do rozmiarów żądanych obecnie przez samorząd gospodarczy. Spółka sieciowa np. w swym projekcie nie uwzględniała zapotrzebowania kolei elektrycznych prawdopodobnie dla tego, że decyzji co do budowy nowej linii Kraków — Zakopane ani też elektryfikacji linii Kraków — Radom — Warszawa dotąd jeszcze nie ma. Nie może ulegać najmniejszej wątpliwości, że nad zjawieniem się na rynku elektrycznym takich odbiorców energii elektrycznej jak wymienione linie kolejowe, spółka sieciowa nie będzie mogła przejść do porządku dziennego i w myśl obowiązków uprawnienia będzie musiała tej energii dostarczyć. A czy to odbędzie się na napięciu 60 *kV* czy 30 *kV* jest to dla Izby Krakowskiej nieistotne.

Jest zrozumiała niecierpliwość obywateli, którzy pragną, by ich okolica jak najszybciej rozkwitła i nie mogąc podołać zadaniu własnymi środkami upominają się o pomoc ze skarbu państwa. Inni obywatele, ci z innych okręgów Polski, rozumieją jednak, że w ogólnej hierarchii potrzeb energetycznych państwa obszar gospodarczy Izby P. — H. w Krakowie został postawiony na pierwszym miejscu i realizacja szeregu inwestycyj (Rożnów, Czchów, Mościce, Porąbka) jest w pełnym toku. A że krakowianom chciałoby się jeszcze i to i tamto — bardzo to chwalebne. Izbie Przemysłowo-Handlowej w Krakowie należy się całkowite uznanie nie tylko za memoriał lecz przede wszystkim za powołanie „Komisji Energetyczno-Elektryfikacyjnej" i za projekt, który ona opracowała. Projekt ten jest niewątpliwie cennym wkładem do zagadnienia elektryfikacji okręgu krakowskiego, stanie się nawet może ideałem, do którego trzeba będzie zmierzać celem zapełnienia luki gospodarczej jaka powstała między zachodem i wschodem ziemi krakowskiej. Miejmy nadzieję, że wysiłki „Spółki Sieciowej" dadzą się zsynchronizować z wysiłkami samorządu gospodarczego celem równoległej pracy i że nie będzie wstydu wobec „poczciwych maszyn".

Polecam „Elektryfikację Ziemi Krakowskiej" jako bardzo aktualną i przyjemną lekturę. Oby inne okręgi gospodarcze zechciały pójść w ślady ziemi krakowskiej i zająć się studiami nad elektryfikacją swych obszarów.

Pog.

POLEMIKA.

W sprawie art. in. A Janczaka, o chłodniach kominowych. (por. Technika Cieplna, 1937 str. 175/189)

1. Z przyjemnością znalazłem w Technice Cieplnej artykuł Inż. Janczaka w sprawie chłodnic wody kondensatorowej, która mi najbardziej dokucza.

Możność otrzymania możliwie niskiej temperatury wody chłodzącej dla kondensacji posiada dla mnie wyjątkowe znaczenie, gdyż nie posiadając wody przepływowej (rzeki) skazany jestem na system zamkniętego chłodzenia.

Mam w obiegu ok. 1000 m^3 wody na godzinę. Podgrzanie wody w kondensatorze jest ściśle uzależnione od obciążenia i waha się w granicach od 6° do 11°*C*. Te granice podgrzania wody muszą znaleźć odpowiednik w ostudzeniu wody na chłodnicy, gdyż w przeciwnym razie cały system nie byłby w stanie równowagi, co groziłoby stałym podwyższeniem temperatury na chłodni.

Zatem strefa chłodzenia zależna jest od warunków pracy siłowni, a od sprawności chłodni zależy temperatura wody wychodzącej z chłodni. Mając pewne wątpliwości co do posiadanej chłodni, nie zwracałem się do nikogo o ścisłe pomiary i jak widzę obawy moje w tym względzie znajdują usprawiedliwienie w artykule Inż. Janczaka.

Same pomiary są zazwyczaj kosztowne, a ścisłe nagięcie instalacji do warunków gwarancyjnych w czasie pomiarów jest także żmudne i kłopotliwe, a nawet w razie osiągnięcia dłuższego stanu równowagi, dostawca zawsze znajdzie sposób do wprowadzenia korektur i przeliczeń opartych nieraz na wątpliwych wzorach. W rezultacie otrzymane sprawozdanie nie dostarczy odpowiedzi na pytanie czy i jak jest możliwe uzyskanie niższej temperatury wody dla kondensacji.

Obecnie zamierzam nabyć nową chłodnię, ale chcę mieć pewność, że uwolni mię ona od dotychczasowych trudności w zmiennych warunkach pracy zakładu.

Krzywe gwarancyjne dostawcy, analogiczne do przytoczonych w artykule, nie mogą mię zaspokoić ze względów wyżej przytoczonych i dlatego chciałbym otrzymać, o ile to możliwe, krzywe w innym układzie, a mianowicie.

Przy zachowaniu tego samego układu rzędnych, krzywa temperatur wody gorącej wydaje mi się zbędną, bowiem przy podaniu strefy chłodzenia wystarczy temperatura wody ochłodzonej

Natomiast uważam za potrzebne wprowadzenie do wykresu gwarancyjnego trzech kompletów krzywych dla dowolnej ale określonej ilości wody obiegowej, a mianowicie:

1) kompletu krzywych temperatur wody chłodzonej przy wilgotności powietrza 100%, 75% i 50% dla strefy chłodzenia 11⁰,

2) takiegoż kompletu krzywych dla strefy chłodzenia 6⁰,

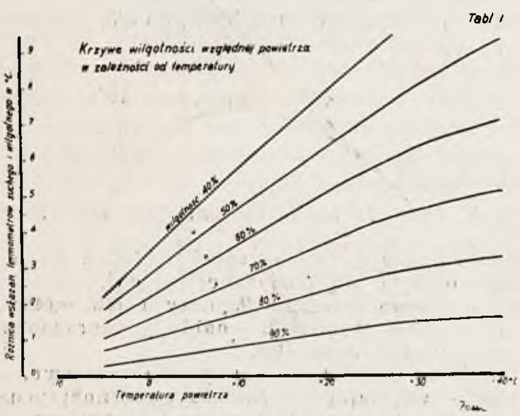
3) kompletu krzywych przy tychże wilgotnościach powietrza dla strefy chłodzenia 11⁰, ale dla ilości wody o 50% mniejszej.

Ta treść wykresu dawałaby mi możność sprawdzenia gwarancji w rzeczywistych warunkach ruchu oraz stałego orientowania się w pracy posiadanej chłodni na podstawie krzywych (1) i (2) i przy pomocy zmierzenia dokładnych temperatur wody przed i za kondensatorem, oraz temperatury i wilgotności powietrza.

Posługując się krzywymi (2) i (3) mógłbym również określić, w jakich warunkach wskazane jest zmniejszenie ilości wody obiegowej.

inż. *A. Klarysewicz.*

2. W związku z artykułem p. inż. Janczaka pozwalam sobie dorzucić parę słów ze swej praktyki. Chłodnice kominowe są jak „Czarna Magia“, którą w średnich wiekach popisywała się niewielka ilość ludzi prawdziwej nauki i cała plejada szalbierzy i oszustów, pokrywających swoje ubóstwo wiedzy tajemnicą zawodową. Chłodnice kominowe posiadają napewno swoich znawców, głęboko ukrytych w większych firmach i zazdrośnie chroniących swoje tajemnice i doświadczenie, ale w wielu wypadkach budowa chłodni kominowych jest w rękach zwyczajnych partaczy, liczących na powodzenie dzięki bezkarności wobec małego zainteresowania świata technicznego kontrolą budowy i ruchu chłodni. Pozwolę sobie podać ze swej strony spostrzeżenia i uwagi, jak borykałem się i borykam z tym zagadnieniem u siebie.



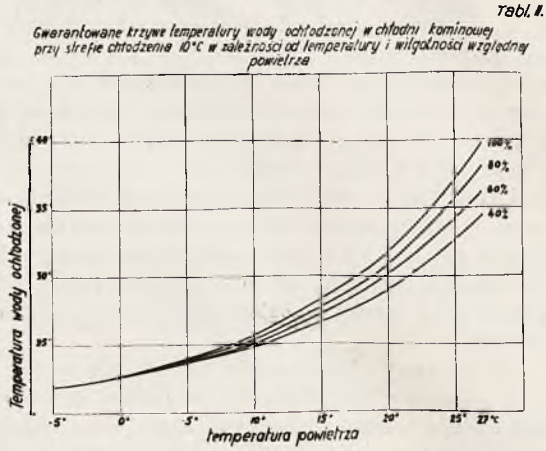
Tablica I

Zadanie miałem zupełnie określone. Ilość wody jaka przepływa przez chłodnię musi odpowiadać zapotrzebowaniu przez kondensację turbiny parowej t. j. 1500 m^3/h, przy czym maksymalne podgrzanie wody w skraplaczu wynosi 10⁰C, i jest niezależne od konstrukcji chłodni, która dla zachowania równowagi cieplnej, musi ostudzić wodę o te same 10⁰C, a w zależności od konstrukcji chłodni pozostaje tylko temperatura wody wychodzącej z chłodni.

P. inż. Janczak w swoim artykule przytacza krzywą chłodni syst. Balcke, przedstawiającą temperaturę wody wychodzącej z chłodni w zależności od temperatury powietrza i jego wilgotności.

Normalnie takie krzywe lub podobne dają i dostawcy chłodni kominowych przy swoich ofertach.

Porównując dwie oferty i załączone do nich krzywe charakterystyk chłodni, przyszedłem do przekonania, że jedna firma daje w tych samych warunkach temperaturę wody wychodzącej z chłodni o 1⁰C



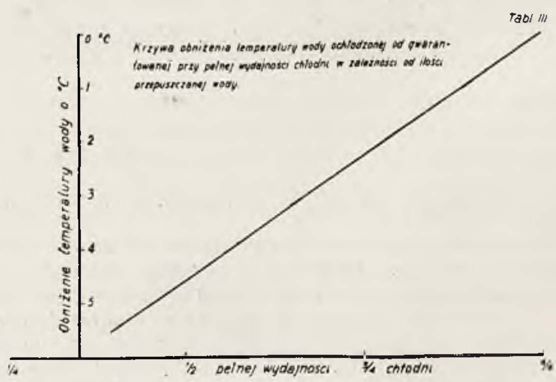
Tablica II

niższą niż druga. Ten 1⁰ różnicy temperatury wody chłodzącej daje mi 1% niższe zużycie pary przez turbinę, a więc o1% mniejsze zużycie węgla co zgrubsza licząc przy 20000000 *kWh* produkcji rocznej i zużyciu paliwa około 1 kg. na 1 *kWh* daje oszczędności 200000 kd. węgla czyli około 5000 zł.

Przyjmując, że amortyzacja i oprocentowanie kapitału przy chłodni kominowej rocznie wynosi 20% jej wartości, można dojść do wniosku, że ustawienie chłodni droższej, lecz lepiej chłodzącej będzie się opłacało.

Cała jednak kalkulacja opiera się na papierze i na zaufaniu do cyfr podanych przez dostawcę.

Dlatego po zainstalowaniu chłodni sprawdzałem, czy te obietnice, dostawców potwierdzają się w rzeczywistości i czy tablice i krzywe, dane przez dostawcę,



Tablica III

nie są przypadkiem kopią krzywych innego dostawcy, zrobionych dla całkiem innego systemu chłodni kominowej, zaś dla dostarczonej może nieaktualnych. Dla swoich badań posiłkowałem się następującymi materiałami.

Ilość wody będącej w obiegu (wydajność pompy) mam ustaloną zarówno dla pełnego otwarcia zaworu pompy tłoczącej, jak i rozmaitych stopni przymknięcia go. Stopień podgrzania, więc i chłodzenia wody określa.

łem ściśle cechowanymi termometrami przed i za skraplaczem i kontrolowałem krzywymi zależności podgrzania wody od obciążenia turbiny i próżni.

Temperatura powietrza określana była suchym i wilgotnym termometrem, a różnica wskazań tych termometrów określa wilgotność względną powietrza; dla ułatwienia określania tej wilgotności podaję tutaj zestawioną przeze mnie tablicę I. Z krzywej dostawcy uzupełnionej swymi własnymi spostrzeżeniami, wykreślam krzywą temperatury wody chłodnej, wychodzącej z chłodni, w zależności od temperatury powietrza i jego wilgotności. Są to krzywe dla 100%, 80%, 60%, 40% wilgotności względnej powietrza przy strefie chłodzenia 10° (tabl. II). Chodziłoby jeszcze o wpływ na temperaturę wody ochłodzonej w zależności od obciążenia turbiny, t. j. od potrzebnej strefy chłodzenia.

Naprzykład przy strefie 9°C temperatura wody ochłodzonej będzie o 0,35° niższa, przy 8°—o 0,7° i przy 7° — o 1° od temperatury wody przy strefie 10°. Prócz tego muszę znać wpływ ilości wody chłodzonej na jej ochłodzenie, gdyż gdy strefa chłodzenia wynosi naprzykład tylko 5°, możliwe jest, że przez zmniejszenie ilości wody o połowę, czyli przejście ponownie do strefy chłodzenia 10° można otrzymać niższą temperaturę wody wychodzącej z chłodni. Zależność powyższa przedstawiona jest na tablicy III, która wskazuje o ile stopni niższa będzie temperatura wody ochłodzonej przy zmianie ilości wody ochłodzonej. Posiłkowanie się tymi tablicami jest nieco kłopotliwe, jednak pozostawienie chłodni bez żadnej kontroli i oceny jej pracy uważałbym za niewłaściwe.

B. Ś.

3. Celem mego artykułu o chłodnicach wody kondensatorowej było wykazanie, że dział ten należy do niedopuszczalnie zaniedbanych i że życie domaga się coraz natarczywiej prac na tym polu. Cała dalsza treść artykułu służy jedynie jako uzasadnienie powyższego twierdzenia, zawartego we wstępie do artykułu. Przytoczony bilans cieplny chłodnicy wykazuje, że zagadnienie to jest opanowane teoretycznie, pomimo to wartość tych wzorów w życiu praktycznym sprowadza się niemal do zera wobec braku publikacji o wielkości niezbędnych do obliczenia współczynników

Chłodnice wody kondensatorowej są już dzisiaj piętą Achillesową siłowni i trzeba myśleć, że stan ten będzie pogarszał się w miarę wzrostu siłowni i w miarę wzrostu potrzeby większej oszczędności kosztów produkcji.

Z przyjemnością znajduję potwierdzenie mego punktu widzenia w notatkach p. A. Klarysewicza i autora ukrywającego się pod pseudonimem „B. S.".

Chłodnice omawiałem jako zagadnienie osobne i ogólne, więc nie brałem pod uwagę ani kondensatora ani turbiny lub maszyny parowej. Omawiałem je również wyłącznie w u s t a l o n y c h warunkach kondensatorowych t. j., że jak ilość wody tak i ilość odbieranego ciepła pozostają niezmienne, natomiast zmianie ulegają, jako zmienne niezależne, warunki atmosferyczne t. j. temperatura, wilgotność i ciśnienie atmosferyczne powietrza zewnętrznego.

Obie notatki traktują o z m i e n n y c h warunkach kondensatorowych, wobec czego nie mogę je traktować jako przyczynki krytyczne do mego artykułu, lecz jedynie jako rozszerzenie tematu.

Jeżeli chcemy mówić o przystosowalności posiadanej chłodnicy kominowej do zmiennych warunków pracy, to, ze swej strony, pragnę parę słów dorzucić.

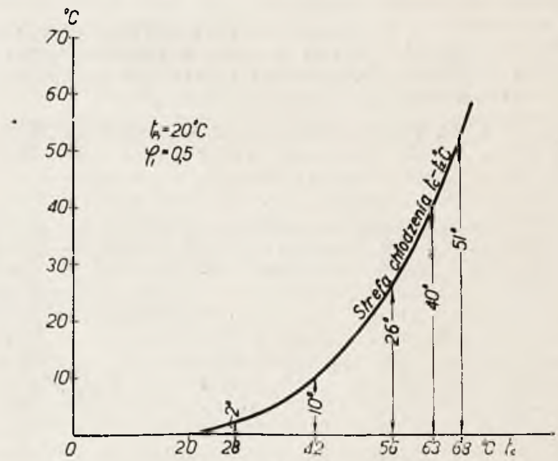
Zmienne warunki pracy chłodnicy kominowej można sprowadzić ogólnie do następujących wypadków charakterystycznych:

1. Przy zmianie obciążenia siłowni stosunek ilości wody kondensatorowej do ilości pary pozostaje niezmienny.

2. Ilość wody kondensatorowej jest stała, wobec czego stosunek wody kondensatorowej do ilości pary ulega zmianie w zależności od obciążenia siłowni (wypadek krańcowy).

W pierwszym wypadku temperatura ciepłej wody kondensatorowej t_c = const., zmianie ulega natomiast ilość wody kondensatorowej Q_1.

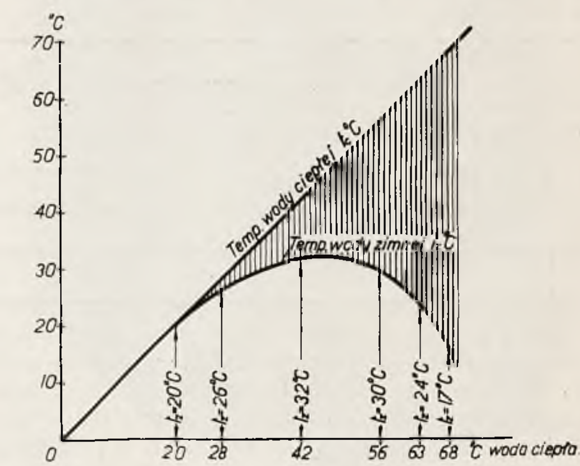
Jeżeli w tym wypadku mamy do czynienia z grupą chłodnic kominowych lub z chłodnicą pozwalającą na



Rys. 1

regulację wielkości czynnej części rozpylacza tak, aby wysokość opadu *q m/godz.* pozostała wielkością niezmienną, to, pomimo zmiennych warunków kondensatorowych, praca chłodnic kominowych nie ulegnie zmianie.

Jeżeli natomiast przekrojów poziomych czynnych rozpylaczy nie da się dostosować do ilości wody kondensatorowej, to *q m/godz.* będzie ulegało zmianie w zależności od obciążenia siłowni. Graficznie wypadek ten przedstawiony jest na rys. 4 mego artykułu. Przy zakupie nowej chłodnicy kominowej dla tego wypadku, należy żądać od dostawcy powyższego wykresu gwarancyjnego, dla chłodnicy już istniejącej można osiągnąć go doświadczalnie



Rys. 2

Nie posiadam obecnie warunków do badań pracy chłodnic kominowych, dlatego dla omówienia warunków pracy oznaczonych pod poz. 2 zmuszony jestem cofnąć się do pracy przedwojennej p. Weissa (Kondensation. Berlin 1910). W pracy tej p. Weiss zastanawia się nad wpływem temperatury wody ciepłej na szerokość strefy chłodzenia przy stałych warunkach atmosferycznych. Posługując się rachunkiem czysto teoretycznym dochodzi do rezultatów uwidocznionych na rys. 1 lub 2 niniejszej notatki. Z wykresów, tych w za-

sadzie słusznych dla dowolnego systemu samowentylujących się chłodnic kominowych, możemy wnioskować, że przystosowalność automatyczna tych chłodnic do zmiany temperatury wody chłodzonej jest bardzo poważna. Nie ulega kwestii, że krzywe te, zbudowane dla określonej chłodnicy na podstawie doświadczalnej, stan istotny oddadzą bardziej dokładnie.

Zastępując pojedyncze krzywe wykresu 4 z mego artykułu rodzinami krzywych, oraz stosując to samo do wykresu 2 z niniejszej notatki, otrzymamy 2 wykresy, za pomocą których w sposób prawdopodobnie bardziej przejrzysty otrzymamy odpowiedzi na pytania, niż w sposobie opracowanym przez p. „B. S.".

Do prawidłowej oceny ofert na nowe chłodnice kominowe, ani do rzeczowej krytyki dat gwarancyjnych przed zbudowaniem takowej, w obecnym stanie wiedzy ogólnie dostępnej, inżynierowie ruchu nie mogą jeszcze mieć pewnych podstaw. Starałem się przeto wykazać tendencje rozwojowe tych urządzeń, które powinny iść i idą w kierunku rozbicia wody na coraz drobniejsze cząstki i przedłużenia czasu stykania się z powietrzem z jednej strony i zmniejszenia oporów przepływu powietrza z drugiej. Widzimy jak bezładna kupa chrustu lub łat drewnianych w rozpylaczu stopniowo przekształca się w system łat z dającymi się wyraźnie prześledzić ukośnymi kanałami dla powietrza, w celu zmuszenia powietrza do przecinania strumieni deszczu w kierunku ukośnym, co już wydatnie zmniejsza mechaniczne działanie prysznicu w kierunku ściągania powietrza w dół. Widzimy jak kąt nachylenia tych kanałów stopniowo się zmniejsza, przechodząc w kanały poziome w chłodnicach poprzeczno-przeciwprądnych i jak stopniowo zwiększają swoje wymiary stosunkowe kanały powietrzne.

Dalsze tendencje rozwojowe, zdaniem moim, iść powinny w kierunku nadania kominowi kształtów smoka, aby najbardziej nagrzanym powietrzem z górnych warstw chłodnic poprzeczno - przeciwprądnych posłużyć się jako siłą motoryczną do dokładniejszego wentylowania najtrudniejszej części centralnej.

Znajomość tych tendencji może w pewnej mierze ułatwić orientację.

Do chodzenia jednak po tym polu po omacku i kierowania się intuicją będziemy zmuszeni aż do czasu, gdy któraś z Politechnik lub Stow. Dozoru Kotłów, względnie inne Zrzeszenie, w rozwoju techniki cieplnej zainteresowane, nie podejmie szerokich badań i brakujących dat nie udostępni ogółowi inżynierów.

Podzielić muszę niestety zdanie p. „B. S.", że w Polsce spotykają się jeszcze bezkrytyczne transakcje rysunkami chłodnic np. „dla maszyny 200 konnej", przy której ani dostawca ani odbiorca nie zdają sobie w ogóle sprawy, co sprzedają lub kupują. Szczęściem dla obu stron będzie, jeżeli chłodnica obliczona np. dla Mińska Mazowieckiego, zbudowana zostanie np. w Warszawie, dużo gorzej jeżeli chłodnica przeznaczona do suchego i słonecznego Sudanu stanie np. w Gdyni. Pokątnego sprzedawcy nic to nie obchodzi, a lekkomyślny nabywca grubo za zbytek zaufania zapłaci.

Inż. A. Janczak.

Od Redakcji.

Zamykając dyskusję na temat artykułu inż. A. Janczaka „Chłodnice wody kondensatorowej", Redakcja stwierdza brak zasadniczych różnic w wypowiedzianych poglądach. Jak słusznie zauważył autor, artykuł i dyskusja zamykają się w różnych płaszczyznach. Artykuł omawia teoretyczne obliczenia chłodni w przyjętych (stałych) warunkach pracy, dyskusja porusza życiowe trudności, wypływające z rzeczywistych warunków ruchowych.

Jak wyjaśniła dyskusja, obie płaszczyzny nie pokrywają się jeszcze obecnie, i to jest cenną stroną tak artykułu p. inż. Janczaka jak i wywołanej nim dyskusji:

Należy więc poprzeć gorąco myśl autora, aby istniejące dotychczas luki zostały jaknajprędzej wypełnione drogą specjalnych badań, które by dały odpowiedź na pytania, które życie wysuwa coraz natarczywiej.

Druk. „Zgoda" J. Klimczak i S-ka. Zielna 47 Tel. 619-57.